

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Veterinární polohovatelný stůl

Veterinary Adjustable Table

Student:

Jiří Kauzlarič

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Milena Hrudíčková, Ph.D.

Ostrava 2014

Zadání bakalářské práce

Student: **Jiří Kauzlarič**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: Veterinární polohovatelný stůl
Veterinary Adjustable Table

Zásady pro vypracování:

Navrhněte veterinární polohovatelný stůl určený pro vyšetření zvířat do hmotnosti 60 kg.

Deska stolu bude vertikálně stavitelná v rozsahu min. 300 mm.

Na základě ergonomické studie navrhněte vhodné rozměry stolu a ovládání vertikálního posuvu.

Zpracujte kinematické schéma zvedacího mechanismu a rozbor působících sil.

Proveďte pevnostní kontrolu navržených nosných částí.

Zpracujte výkres sestavení v rozsahu minimálně A1 a dílenské výkresy vybraných dílů.

Seznam doporučené odborné literatury:

DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I – Spojovací části strojů*. Montanex a.s. Ostrava, 2000.

BOHÁČEK, F.: *Části a mechanismy strojů I - Spoje*. VUT Brno, 1987.

BOLEK, A. A KOL.: *Části strojů - svazek 1*. SNTL Praha, 1990.

NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.


KŘÍŽ, R.: *Strojnické tabulky II - Pohony*. Montanex a.s., Ostrava, 2002.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

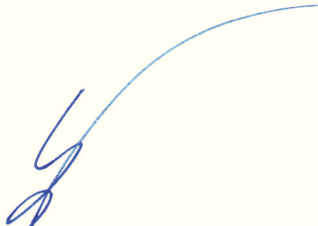
Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Milena Hrudíčková, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě15.5.2014.....

.....Kawlaric Jiří.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 15.5.2014

Kauzlarič Jiří
.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jiří Kauzlarič

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Na Štěpnici 257

739 23 Stará Ves nad Ondřejnicí

Česká republika

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KAUZLARIČ, J. *Veterinární polohovatelný stůl: Bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2014, 47 s. Vedoucí práce: Hrudíčková, M.

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem veterinárního polohovatelného stolu určeného pro vyšetřování zvířat do hmotnosti 60 kg, s vertikálně stavitelnou pracovní deskou v rozsahu minimálně 300 mm. Srovnáním možných variant zdvihu stolu je navrženo použití vhodného mechanismu pro zajištění polohovatelnosti v daném rozsahu. Na navrženém řešení je proveden kinematický a silový rozbor. Na základě tohoto rozboru je provedena pevnostní kontrola kritických míst jednotlivých částí zařízení a návrh ovládání vertikálního posuvu. Dále je vytvořena výkresová dokumentace sestavy celého zařízení, podsestav vybraných částí a potřebné výrobní výkresy vybraných dílů. Pomocí MKP jsou provedeny pevnostní kontroly u vybraných částí zařízení.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

KAUZLARIČ, J. *Veterinary Adjustable Table: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and mechanisms, 2014, 47 p. Thesis head: Hrudíčková, M.

This bachelor thesis is dealing with design of veterinary adjustable table intended for physical examination of animals up to 60 kg, with vertical adjustable worktop in the minimum range of 300 mm. By comparing of possible variants of lifting table there is proposed using of suitable mechanism for adjustability in given range. On the designed solution there is effected kinematic analysis and analysis of forces. On the basis of this analysis there is made the strength check of component's critical locations and design of the control of vertical drift. Further, there are made the assembly and subassembly drawings of device and production drawings of chosen components. The strength checking of chosen parts is effected by MKP software.

Obsah

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK	7
1 ÚVOD	9
1.1 Cíle práce	9
2 PŘEHLED DOSTUPNÝCH VARIANT	10
2.1 Rozdělení podle typu mechanismu a konstrukce	10
2.2 Rozdělení podle typu pohonu	12
3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	13
3.1 Navržení základních rozměrů	13
4 ROZBOR MECHANISMU	14
4.1 Kinematický rozbor	14
4.2 Silový rozbor	14
4.2.1 Horní rám – 1	15
4.2.2 Rameno nůžek – 2	18
4.2.3 Rameno nůžek – 3	19
4.2.4 Aktuátor – 5	19
4.3 Výsledné velikosti reakcí	20
4.4 Vnitřní statické účinky	21
4.4.1 Rameno – 2	21
4.4.2 Rameno – 3	26
4.4.3 Aktuátor – 5	29
5 PEVNOSTNÍ KONTROLA DÍLŮ	32
5.1 Kontrola ramen nůžek	32
5.1.1 Kontrola ramen na vzpěr	33
5.1.2 Kontrola ramen na ohyb	34
5.2 Návrh pojezdové kladky	35
5.3 Kontrola čepů	35
5.3.1 Kontrola čepů na ohyb	35
5.3.2 Kontrola čepů na otláčení	39
5.4 Kontrola kotevních patek	40
5.4.1 Kontrola svarů kotevních patek	40
5.4.2 Kontrola rozměrů kotevních patek	42
5.5 Návrh aktuátoru	43
5.6 Kontrola rámu	43
6 ZÁVĚR	44
7 POUŽITÁ LITERATURA	45
8 SEZNAM PŘÍLOH	46
PODĚKOVÁNÍ	47

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK

B	šířka profilu ramene	[mm]
F_{iN}	normálové síly ve vazbách	[N]
F_{iT}	tečné síly ve vazbách	[N]
D_i	vnější průměr ložiska	[mm]
G	provozní zatížení	[N]
G_{pl}	tíha pracovní plochy	[N]
H	výška profilu ramene	[mm]
H_{max}, H_{min}	maximální a minimální výška zdvihu rámu	[mm]
I_{min}	minimální kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
I_{ydi}	kvadratický moment průřezu otvoru v rameni	[mm ⁴]
I_y	kvadratický moment průřezu k ose y	[mm ⁴]
I_z	kvadratický moment průřezu k ose z	[mm ⁴]
L_a	délka aktuátoru	[mm]
$L_{\check{C}}$	vzdálenost čepu aktuátoru k vazbě C	[mm]
L_{max}, L_{min}	maximální a minimální rozpětí ramen	[mm]
L_p	délka ramena nůžek	[mm]
M_{oi}	ohybový moment namáhající rameno	[N·mm]
$M_{oi\check{C}}$	ohybový moment v čepu	[N·mm]
M_{oiy}	ohybový moment namáhající svar	[N·mm]
M_{opi}	ohybový moment namáhající patku	[N·mm]
R_e	mez kluzu v tahu	[MPa]
R_{ix}	reakce ve vazbách ve směru osy x	[N]
R_{iy}	reakce ve vazbách ve směru osy y	[N]
$R_{p0,2}$	smluvní mez kluzu v tahu	[MPa]
S_2	plocha průřezu ramene 2	[mm ²]
S_3	plocha průřezu ramene 3	[mm ²]
S_i	plocha průřezu čepu	[mm ²]
S_{pi}	plocha průřez patky	[mm ²]
S_{SVi}	plocha průřezu svaru	[mm ²]
T_i	tečná síla v průběhu tečných sil	[N]
W_o	modul průřezu v ohybu	[mm ³]
W_{opi}	modul průřezu patky v ohybu	[mm ³]
W_{oSViy}	modul průřezu svaru v ohybu	[mm ³]
a_k	materiálová konstanta	[MPa]
a_{SVi}	výška svaru	[mm]
b	osová vzdálenost čepů B a D	[mm]
b_k	materiálová konstanta	[MPa]
c	vzdálenost působíště provozního zatížení k vazbě B	[mm]
d_i	průměr čepu	[mm]
e	vzdálenost těžiště složené plochy ke krajnímu vláknu průřezu	[mm]
h_i	výška patky	[mm]

i	statická určitost	[-]
i_{\min}	poloměr setrvačnosti	[mm]
k_i	koeficient kvality svaru	[-]
k_s	statická bezpečnost	[-]
$l_{\check{M}i}$	rameno ohybového momentu namáhajícího čep	[mm]
l_{svi}	délka svaru	[mm]
m	zadaná provozní hmotnost	[kg]
m_{pl}	hmotnost pracovní plochy	[kg]
n	počet částí mechanismu	[-]
n_u	koeficient uložení prutu	[-]
p	počet posuvných vazeb	[-]
p_{Dov}	dovolený tlak	[MPa]
r	počet rotačních vazeb	[-]
t	tloušťka profilu ramene	[mm]
t_i	tloušťka patky	[mm]
t_{svi}	tloušťka svaru	[mm]
v	počet vetknutí	[-]
x_T	vzdálenost těžiště pracovní plochy k vazbě B	[mm]
z_i	rameno ohybového momentu namáhajícího patku	[mm]
α	úhel rozevření ramen	[°]
β	úhel sklopení aktuátoru	[°]
λ	štíhlost ramene	[-]
λ_{mez}	mezní štíhlost ramene	[-]
σ_{KR}	kritické napětí	[MPa]
σ_d	tlakové napětí	[MPa]
σ_{oi}	ohybové napětí	[MPa]
σ_{Dov}	dovolené napětí	[MPa]
σ_{red}	redukováné napětí	[MPa]
$\tau_{\perp ix}$	tečné napětí ve svaru od síly kolmé ke svaru	[MPa]
$\tau_{\perp iy}$	tečné napětí ve svaru od momentu síly	[MPa]
$\tau_{\parallel iy}$	tečné napětí ve svaru od síly rovnoběžné se svarem	[MPa]

1 ÚVOD

Vyšetřovací stůl je základním vybavením veterinárních ordinací. V současnosti se na trhu pohybuje velká řada firem zabývajících se návrhem či distribucí tohoto vybavení. V jejich sortimentu můžeme nalézt různá provedení těchto stolů, které můžeme rozdělit do dvou základních skupin, a to stoly polohovatelné či stoly s pevnou výškou pracovní desky.

Polohovatelné stoly jsou však výhodnější z několika hledisek. Například s hlediska ergonomie, kdy vyšetřující lékař může snadno přizpůsobit výšku stolu velikosti vyšetřovaného zvířete a snížit tak vlastní riziko vzniku zdravotních problémů v důsledku nepřirozeného postojů při vykonávání lékařského zákroku. Dále polohovatelnost pracovní desky usnadňuje uložení zvířete, zejména větších plemen psů, na desku stolu. Další možnou výhodou u některých typů polohovatelných stolů je možnost složit je bez nutnosti demontáže jednotlivých částí do kompaktních rozměrů, vhodných například pro transport. Ovládání polohovatelných stolů je řešeno pomocí ovladačů, které mohou být ruční nebo nožní. Nožní ovladače mají tu výhodu, že lékař má k prováděnému zákroku volné obě ruce, může tak například oběma rukama přidržovat zvíře a současně nastavovat výšku stolu.

1.1 Cíle práce

Cílem práce je:

- navrhnout vyšetřovací stůl pro zvířata do hmotnosti 60 kg s vertikálně stavitelnou deskou
- zajistit rozsah vertikální stavitelnosti minimálně 300 mm
- navrhnout vhodné rozměry stolu
- navrhnout ovládání vertikálního posuvu pracovní desky
- vypracovat kinematické schéma a silový rozbor u navrženého mechanismu
- provést pevnostní kontrolu navržených částí
- vypracovat výkresovou dokumentaci navrženého vyšetřovacího stolu

2 PŘEHLED DOSTUPNÝCH VARIANT

Jak je již uvedeno v úvodu, na trhu jsou dostupná různá provedení polohovatelných vyšetřovacích stůlů. Tyto stoly se liší typem polohovacího mechanismu a použitého pohonu. Rozdíly těchto typů stůlů jsou popsány níže na konkrétních stolech různých výrobců.

2.1 Rozdělení podle typu mechanismu a konstrukce

a) Stůl s podepřeným ramenem

Jedná se o hydraulicky polohovatelný základní vyšetřovací stůl s nerezovou pracovní deskou. Rozměry pracovní desky jsou 1300 x 600 mm. Nosnost stolu je 115 kg. Pracovní výška stolu je stavitelná v rozmezí 550 – 1100 mm pomocí hydraulického válce. Ovládání válce je řešeno nožním pákovým ovladačem. Stůl je vybaven transportními kolečky.

Výhody: jednoduchost konstrukce, díky kolečkům snadná manipulovatelnost.

Nevýhody: se zvětšujícím se zdvihem roste namáhání pístu na vzpěr, menší rozsah zdvihu z důvodu polohy umístění válce.



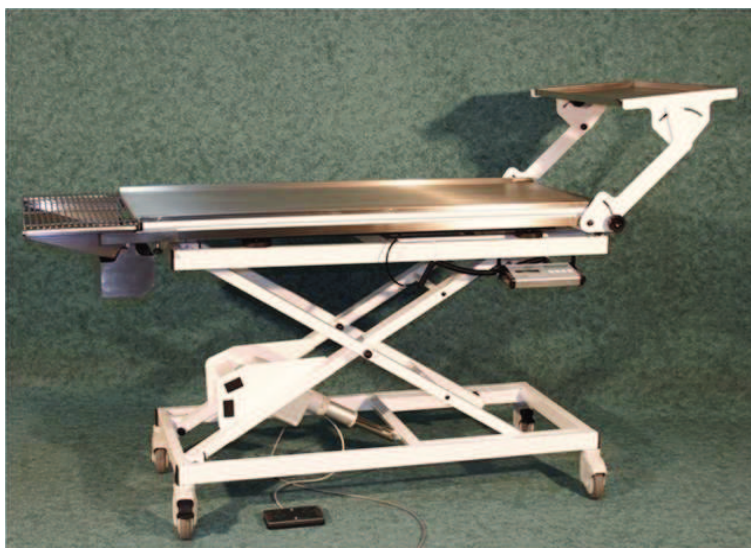
Obr. 1 Stůl s podepřeným ramenem [6]

b) Stůl s nůžkovým mechanismem

Jde o elektricky polohovatelný multifunkční vyšetřovací stůl s nerezovou pracovní deskou. Rozměry pracovní desky jsou 1300 x 600 mm. Nosnost stolu je 120 kg. Pracovní výška stolu je stavitelná v rozmezí 400 – 1100 mm pomocí elektrického lineárního aktuátoru. Ovládání aktuátoru je řešeno nožním ovladačem.

Výhody: velký rozsah zdvihu, nízká hmotnost a dobrá stabilita konstrukce, díky kolečkům snadná manipulovatelnost

Nevýhody: velikost síly působící na píst se mění v závislosti na úhlu rozevření ramen mechanismu, může dojít k přidavnému namáhání pístu na ohyb



Obr. 2 Stůl s nůžkovým mechanismem [6]

c) Stůl s teleskopickým sloupkem

Jedná se o elektricky polohovatelný vyšetřovací stůl s nerezovou pracovní deskou. Rozměry pracovní desky jsou 1300 x 600 mm. Nosnost stolu je 150 kg. Pracovní výška stolu je stavitelná v rozmezí 850 – 1150 mm pomocí teleskopického sloupku. Ovládání sloupku je řešeno nožním ovladačem.

Výhody: jednoduchost konstrukce, tuhost zdvihacího zařízení.

Nevýhody: vyšší zdvih může vést ke zhoršení stability stolu, výška zdvihu omezena konstrukcí teleskopického sloupku.



Obr. 3 Stůl s teleskopickým sloupkem [7]

2.2 Rozdělení podle typu pohonu

a) Ruční pohon

Jedná se o pohon pohybovým šroubem, zakončeným klikou. Otáčením kliky dochází k pohybu matice po šroubu, a tím ke zvedání či spouštění pracovní desky. Ruční pohon se však u tohoto typu zařízení používá zřídka, a to z důvodů požadavku na snadnou a rychlou manipulaci zdvihu.

b) Pohon hydraulickým válcem

Píst je vytlačován tlakem pracovní kapaliny ve válci. Tlak je vyvozován pomocí hydrogenerátoru (čerpadla), který zajišťuje vyvození tlaku v hydraulickém obvodu pro zajištění zvedání nebo bezpečného spouštění pracovní desky.

Mezi jeho výhody patří například jednoduchá konstrukce, vyvození velké pracovní síly při malých rozměrech válce, dobrá účinnost. Za nevýhody můžeme považovat nutnost častější údržby a především riziko úniku kapaliny při poškození válce nebo opotřebení příslušných těsnění a následné znečištění pracoviště.

c) Pohon pneumatickým válcem

Píst je vytlačován stlačeným vzduchem, jehož zdrojem je kompresor. Princip činnosti je obdobný jako u hydraulického válce.

Největší výhodou oproti hydraulice je, že při úniku pracovního média, kterým je vzduch, nehrozí znečištění pracoviště. Dále je to například vyšší rychlost zdvihu. Nevýhodou jsou menší zdvihy a menší pracovní síly.

d) Elektrický pohon

Existuje řada různých typů konstrukcí elektrických pohonů. Ve zdravotnických zařízeních jsou však nejrozšířenější dva typy. Prvním je lineární aktuátor a druhým teleskopický sloupek. Oba tyto pohony jsou založeny na principu funkce pohybového šroubu, pro tyto aplikace jsou poháněny nejčastěji servomotorem. Principem je převod rotačního pohybu elektromotoru na posuvný pohyb pístu.

Tento typ pohonu je pro zdravotnické aplikace velmi vhodný především proto, že neobsahuje pracovní médium (kapalina, vzduch), které by mohlo unikat do okolí a znečistit tak pracoviště, a při jejímž úniku by také došlo ke změně zdvihu. Udržení zdvihu pístu v nastavené poloze u aktuátoru či sloupku je zajištěno samosvorností závitu. Napájení tohoto pohonu může být přímo z elektrické sítě nebo dobíjecím elektrickým akumulátorem.

Výhodami tohoto typu pohonu jsou velký zdvih a tichý a čistý provoz. Nevýhodami jsou nižší pracovní síla oproti hydraulice, složitější konstrukce a vyšší cena.

3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Klíčovým prvkem je mechanismus a pohon stolu, umožňující polohování pracovní desky. Vertikální polohovatelnost pracovní desky je realizována nůžkovým mechanismem, který je zvedán elektrickým lineárním aktuátorem. Použitím nůžkového mechanismu je zajištěna polohovatelnost pracovní desky v širokém rozsahu.

Ramena nůžkového mechanismu jsou vyrobena s ocelových obdélníkových profilů, které jsou uprostřed své délky svázány čepy. Na jednom konci jsou ramena uložena pouze otočně, v čepích. Na druhém konci jsou uložena posuvně na kladkách tak, aby se ramena mohla při změně pracovní výšky posouvat. Tento posuv je zajištěn vodící kladkou, uloženou v kolejnicích, tvořených ve spodním rámu ocelovými UPE profily a v horním rámu hliníkovými U profily. Spodní rám je svařovaný z ocelových obdélníkových profilů. K tomuto rámu jsou přivařeny kolejnice pro horizontální posuv ramen. Horní rám je svařovaný z hliníkových L profilů [12], a k tomuto rámu jsou přivařeny hliníkové kolejnice z U profilů pro horizontální posuv horních částí ramen. Hliník je použit pro konstrukci horního rámu z důvodu snížení hmotnosti horní části stolu. Snížení hmotnosti vede ke snížení zatížení aktuátoru. Dále se snížením hmotnosti horní části stolu posune poloha jeho těžiště níže a stůl tak bude stabilnější. Pracovní deska je tvořena plastovou deskou ze zdravotně nezávadného polypropylenu [13] (dále jen PP), který je vhodný pro použití ve zdravotnických aplikacích. Tato deska je připevněna k hornímu rámu pomocí samořezných šroubů, což umožňuje v případě jejího poškození snadnou demontáž a výměnu desky. Pracovní strana desky je pokryta tenkým nerezovým plechem pro zvýšení trvanlivosti pracovní plochy a snadnější údržbu. Plech je zalemován přes hrany PP desky a připevněn pomocí lepidla značky LOCTITE [11]. Aktuátor je napájen z elektrické sítě a s ohledem na jednoduchost ovládání jeho zdvihu je použit nožní ovladač [5].

3.1 Navržení základních rozměrů

Na základě ergonomické studie byly navrženy parametry stolu, uvedené v tab. 1.

Tab. 1 Parametry stolu

výška stolu	422 – 1111	mm
rozměry pracovní desky	1300 x 620	mm
úhel rozevření ramen	77,5 – 32,5	°
nosnost (zadána)	60	kg
mechanismus zdvihu	nůžkový	-
zdvih	elektrický aktuátor	-
ovládání	nožní ovladač	-
transportní kolečka	otočná, brzděná	-
celková hmotnost stolu	70,65	kg

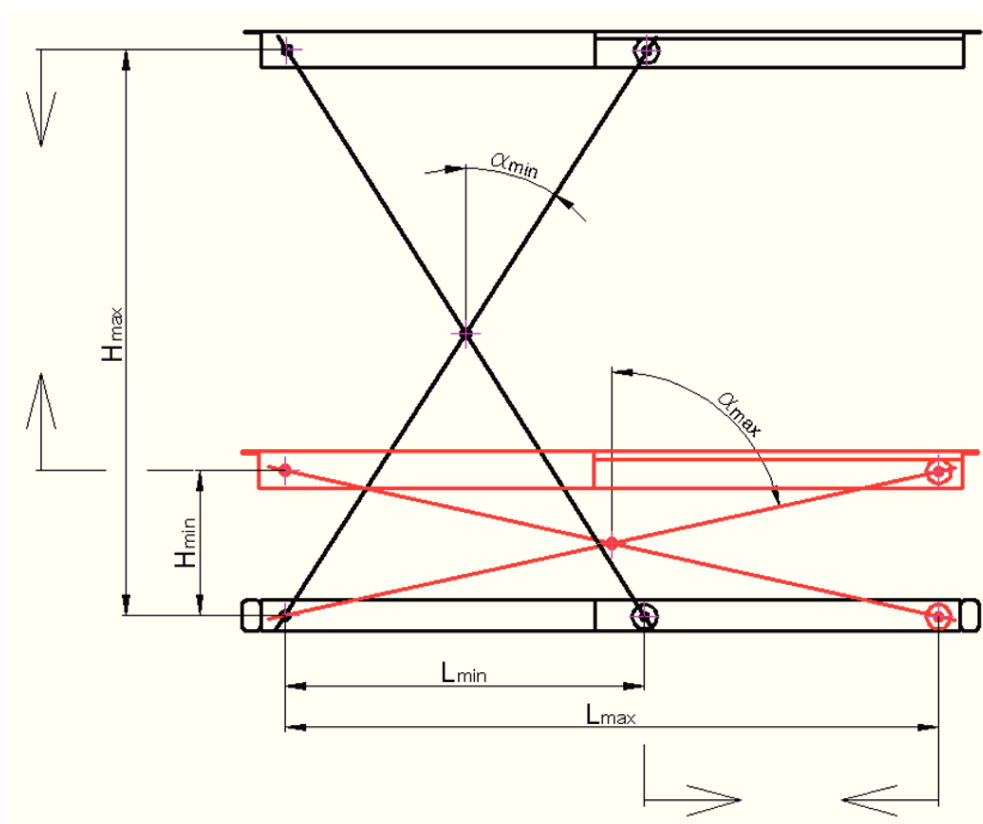
Ovladač je připojen k aktuátoru kabelem a je volně položen na podlahu. Toto umožňuje libovolné umístění ovladače kolem stolu tak, jak to obsluze nejvíce vyhovuje.

4 ROZBOR MECHANISMU

Pro větší přehlednost jsou schémata zjednodušena a ramena nůžek jsou naznačena pouze schematicky, jako pruty.

4.1 Kinematický rozbor

Na schématu jsou vyznačeny krajní polohy. Dolní poloha je znázorněna červeně, horní černě. Maximální a minimální výška zdvihu rámu H a rozpětí ramen nůžek L jsou závislé na úhlu rozevření ramen α , pohybujícího se v rozmezí $\alpha_{\min} = 32,5^\circ$ a $\alpha_{\max} = 77,5^\circ$. Úhlu α_{\min} odpovídá maximální výška zdvihu $H_{\max} = 928$ mm a úhlu α_{\max} minimální výška zdvihu $H_{\min} = 238$ mm.

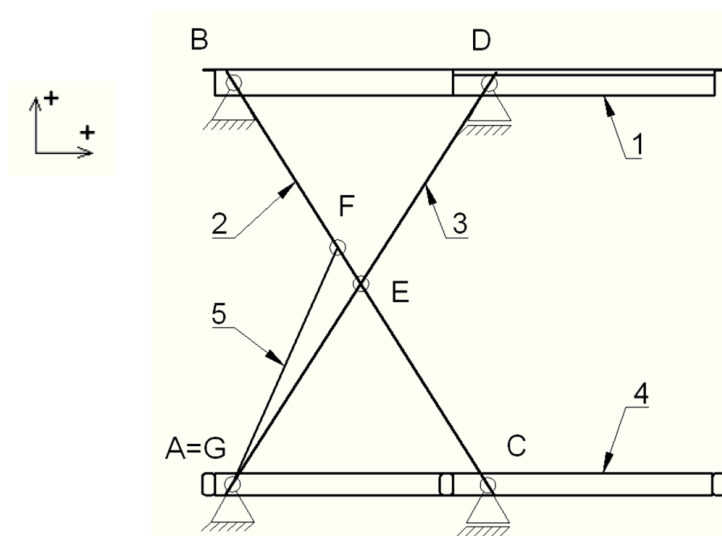


Obr. 4 Kinematické schéma polohovacího mechanismu

4.2 Silový rozbor

Silový rozbor mechanismu je proveden podle obr. 5, na kterém jsou označeny typy vazeb a jednotlivé části mechanismu. Úloha je uvažována jako rovinná, symetrická podle podélné roviny, tak jak je patrné z obr. 5 a také obr. 4. Pro silový rozbor jsou uvažovány dvě zatěžující síly - tíha pracovní desky včetně horního rámu a síla od samotného provozního zatížení. Provozní zatížení je ve skutečnosti spojitě (např. při položení většího zvířete na stůl), jelikož se však nedá jednoznačně určit, na jaké délce toto zatížení působí, je pro

účely silového rozboru a následné výpočty provedeno zjednodušení, a to nahrazení spojitého zatížení osamělou silou. Výpočet reakcí je proveden pro horní i dolní polohu.



Obr. 5 Označení vazeb a částí mechanismu

Tab. 2 Značení vazeb a částí mechanismu

vazba	označení	část mechanismu	označení
rotační	A	horní rám	1
rotační	B	rameno nůžek	2
posuvná	C	rameno nůžek	3
posuvná	D	spodní rám	4
rotační	E	aktuátor	5
rotační	F		
rotační	G		

Kontrola statické určitosti:

$$i = 3 \cdot (n - 1) - 3 \cdot v - 2 \cdot r - p = 3 \cdot (5 - 1) - 3 \cdot 0 - 2 \cdot 5 - 2 = 0 \quad (1)$$

n – počet částí konstrukce

v – počet vetknutí

r – počet rotačních vazeb

p – počet posuvných vazeb

Podmínka statické určitosti $i = 0$ je splněna, soustava je staticky určitá.

4.2.1 Horní rám – 1

Jsou uvažovány tři varianty zatížení horního rámu, a tedy i celého stolu.

Hmotnost pracovní plochy včetně rámu a poloha působení tíhy rámu (těžiště), která je určena na základě konstrukčního provedení a zjištěna pomocí software INVENTOR, je $m_{pl} = 22,2 \text{ kg}$ a $x_T = 545,6 \text{ mm}$. Pro výpočet provozního zatížení je uvažována zadaná nosnost $m = 60 \text{ kg}$.

Vstupní parametry:

Tíha pracovní plochy:

$$\frac{G_{pl}}{2} = \frac{m_{pl} \cdot g}{2} = \frac{22,2 \cdot 9,81}{2} = 109 \text{ N} \quad (2)$$

Provozní zatížení:

$$\frac{G}{2} = \frac{m \cdot g}{2} = \frac{60 \cdot 9,81}{2} = 295 \text{ N} \quad (3)$$

Varianty zatížení:

Předpokladem pro určení nejhorší varianty zatížení je, že se pracovní deska nachází v nejběžnější provozní poloze, tedy v horní poloze. V horní poloze, jak vyplývá z dále uvedených výpočtů, jsou také velikosti reakcí B a D největší.

a) Zatížení mezi podporami B a D

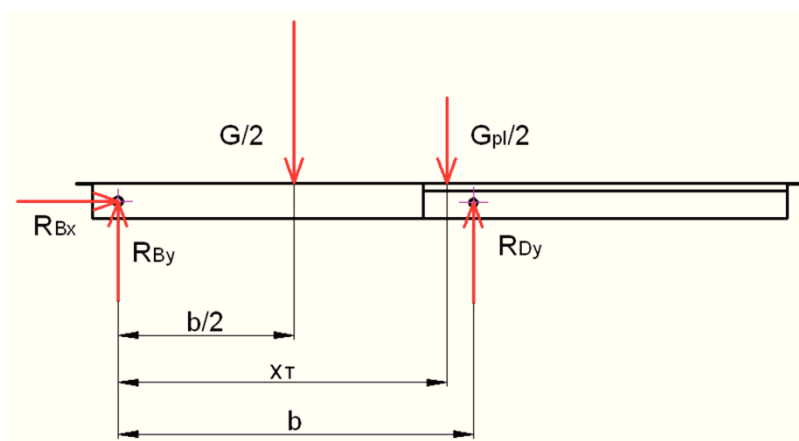
$$\sum F_x = 0 = R_{Bx} \quad (4)$$

$$\sum F_y = 0 = R_{By} + R_{Dy} - \frac{G}{2} - \frac{G_{pl}}{2} \quad (5)$$

$$\sum M_B = 0 = R_{Dy} \cdot b - \frac{G}{2} \cdot \frac{b}{2} - \frac{G_{pl}}{2} \cdot x_T \quad (6)$$

$$R_{Dy} = \frac{\frac{G}{2} \cdot \frac{b}{2} + \frac{G_{pl}}{2} \cdot x_T}{b} = \frac{295 \cdot \frac{591}{2} + 109 \cdot 545,6}{591} = 248 \text{ N} \quad (7)$$

$$R_{By} = -R_{Dy} + \frac{G}{2} + \frac{G_{pl}}{2} = -248 + 295 + 109 = 156 \text{ N} \quad (8)$$



Obr. 6 Varianta zatížení a)

b) Zatížení nad podporou D

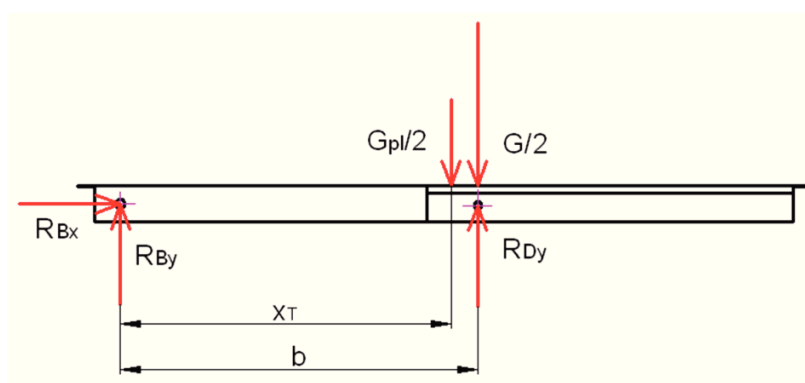
$$\sum F_x = 0 = R_{Bx} \quad (9)$$

$$\sum F_y = 0 = R_{By} + R_{Dy} - \frac{G}{2} - \frac{G_{pl}}{2} \quad (10)$$

$$\sum M_B = 0 = R_{Dy} \cdot b - \frac{G}{2} \cdot b - \frac{G_{pl}}{2} \cdot x_T \quad (11)$$

$$R_{Dy} = \frac{\frac{G}{2} \cdot b + \frac{G_{pl}}{2} \cdot x_T}{b} = \frac{295 \cdot 591 + 109 \cdot 545,6}{591} = 396 \text{ N} \quad (12)$$

$$R_{By} = -R_{Dy} + \frac{G}{2} + \frac{G_{pl}}{2} = -396 + 295 + 109 = 8 \text{ N} \quad (13)$$



Obr. 7 Varianta zatížení b)

c) Zatížení za podporou D

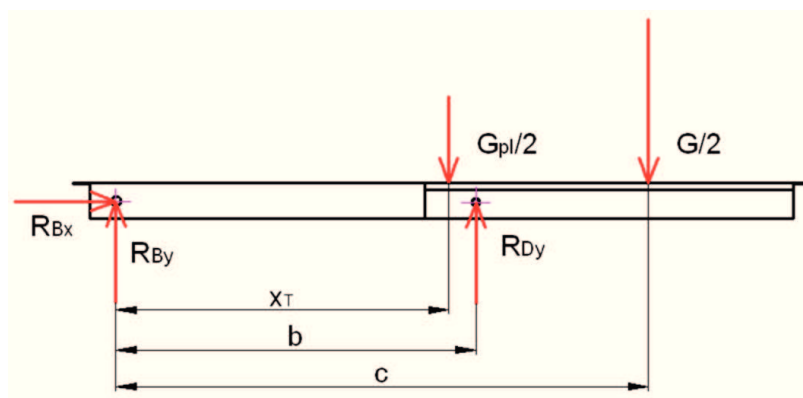
$$\sum F_x = 0 = R_{Bx} \quad (14)$$

$$\sum F_y = 0 = R_{By} + R_{Dy} - \frac{G}{2} - \frac{G_{pl}}{2} \quad (15)$$

$$\sum M_B = 0 = R_{Dy} \cdot b - \frac{G}{2} \cdot c - \frac{G_{pl}}{2} \cdot x_T \quad (16)$$

$$R_{Dy} = \frac{\frac{G}{2} \cdot c + \frac{G_{pl}}{2} \cdot x_T}{b} = \frac{295 \cdot 888 + 109 \cdot 545,6}{591} = 544 \text{ N} \quad (17)$$

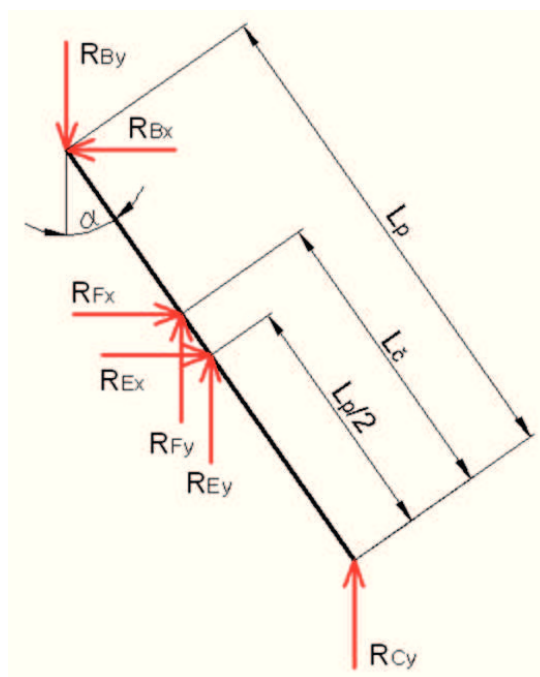
$$R_{By} = -R_{Dy} + \frac{G}{2} + \frac{G_{pl}}{2} = -544 + 295 + 109 = -140 \text{ N} \quad (18)$$



Obr. 8 Varianta zatížení c)

Za nejhorší způsob zatížení je na základě výsledků výše uvedených výpočtů považována varianta zatížení c) dle obr. 8, kdy je reakce R_{Dy} největší a R_{By} je téměř stejně velká jako u varianty a). Do navazujících výpočtů je tedy uvažována varianta zatížení c) dle obr. 8.

4.2.2 Rameno nůžek – 2



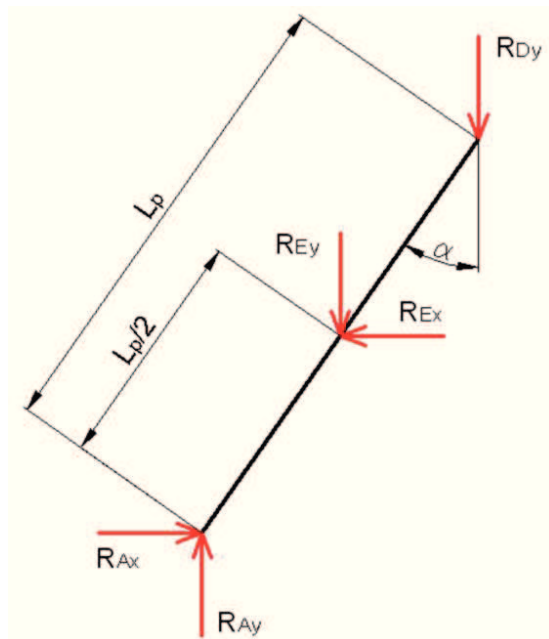
Obr. 9 Rameno nůžek – 2

$$\sum F_x = 0 = -R_{Bx} + R_{Ex} + R_{Fx} \quad (19)$$

$$\sum F_y = 0 = -R_{By} + R_{Cy} + R_{Ey} + R_{Fy} \quad (20)$$

$$\sum M_C = 0 = +R_{Bx} \cdot L_p \cdot \cos \alpha + R_{By} \cdot L_p \cdot \sin \alpha - R_{Ex} \cdot \frac{L_p}{2} \cdot \cos \alpha - R_{Ey} \cdot \frac{L_p}{2} \cdot \sin \alpha - R_{Fx} \cdot L_c \cdot \cos \alpha - R_{Fy} \cdot L_c \cdot \sin \alpha \quad (21)$$

4.2.3 Rameno nůžek – 3



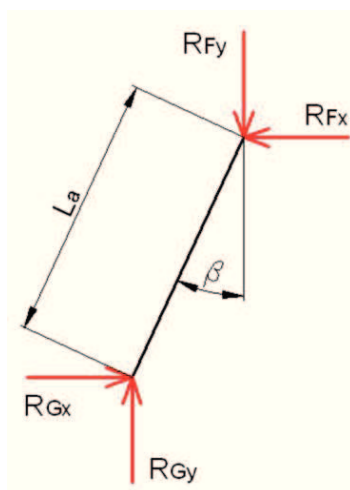
Obr. 10 Rameno nůžek – 3

$$\sum F_x = 0 = R_{Ax} - R_{Ex} \quad (22)$$

$$\sum F_y = 0 = R_{Ay} - R_{Ey} - R_{Dy} \quad (23)$$

$$\sum M_A = 0 = -R_{Dy} \cdot \sin \alpha \cdot L_p + R_{Ex} \cdot \cos \alpha \cdot \frac{L_p}{2} - R_{Ey} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{L_p}{2} \quad (24)$$

4.2.4 Aktuátor – 5



Obr. 11 Aktuátor – 5

$$\sum F_x = 0 = -R_{Fx} + R_{Gx} \quad (25)$$

$$\sum F_y = 0 = -R_{Fy} + R_{Gy} \quad (26)$$

$$\sum M_G = 0 = R_{Fx} \cdot \cos \beta \cdot L_a - R_{Fy} \cdot \sin \beta \cdot L_a \quad (27)$$

4.3 Výsledné velikosti reakcí

Spojením výše uvedených rovnic rovnováhy jednotlivých prvků mechanismu do jedné soustavy je sestavena soustava 12 rovnic o 12 neznámých pro celý mechanismus. Soustava je řešitelná. Soustava rovnic je řešena maticově pomocí software EXCEL podle vzorce (29).

$$x \cdot R = B \quad (28)$$

$$x^{-1} \cdot B = R \quad (29)$$

$$x = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -L_p \cdot \sin \alpha & \frac{L_p}{2} \cdot \cos \alpha & -\frac{L_p}{2} \cdot \sin \alpha & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & L_p \cdot \cos \alpha & L_p \cdot \sin \alpha & 0 & 0 & -\frac{L_p}{2} \cdot \cos \alpha & -\frac{L_p}{2} \cdot \sin \alpha & -L_{\xi} \cdot \cos \alpha & -L_{\xi} \cdot \sin \alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & L_a \cdot \cos \beta & -L_a \cdot \sin \beta & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

$$B = \begin{pmatrix} 0 \\ 404 \\ 321430 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Výsledné reakce ve vazbách mechanismu jsou po dosazení matic x a B do vzorce (29) pro krajní polohy stolu, tedy pro $\alpha_{\max} = 77,5^\circ$ a pro $\alpha_{\min} = 32,5^\circ$, uvedeny v tab. 3.

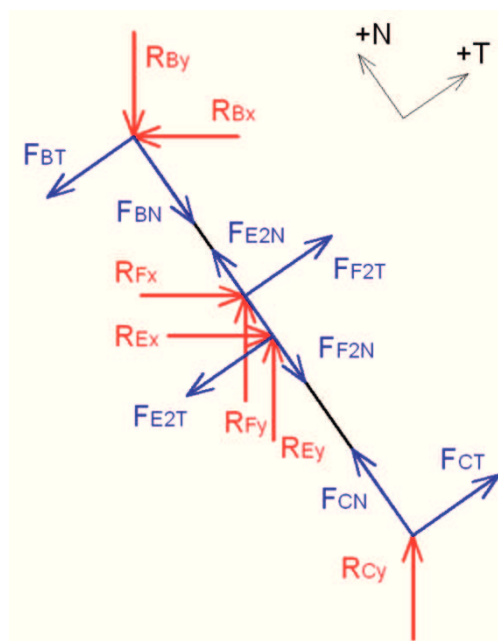
Tab. 3 Výsledné velikosti reakcí

reakce	jednotky	velikost	
		dolní poloha	horní poloha
R_{Ax}	[N]	-3647	-522
R_{Ay}		-1107,8	-1363,2
R_{Bx}		0	0
R_{By}		104,7	-139,8
R_C		299,5	547,7
R_D		299,3	543,8
R_{Ex}		-3647	-522
R_{Ey}		-1407,1	-1907,1
R_{Fx}		3647	522
R_{Fy}		1212,3	1219,5
R_{Gx}		3647	522
R_{Gy}		1212,3	1219,5

4.4 Vnitřní statické účinky

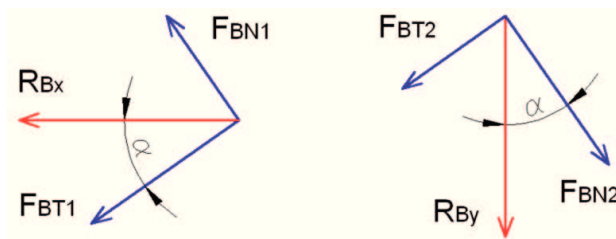
Pro následnou pevnostní kontrolu částí mechanismu a návrh elektrického aktuátoru jsou reakce přepočteny na normálové a tečné síly v jednotlivých ramenech. Přepočet je proveden pro dolní polohu, kdy jsou silové poměry (zatížení) nejhorší.

4.4.1 Rameno – 2



Obr. 12 Přepočet sil v rameni 2

a) Reakce B



Obr. 13 Rozložení reakce B

Normálové síly:

$$F_{BN} = F_{BN1} - F_{BN2} = R_{Bx} \cdot \sin \alpha - R_{By} \cdot \cos \alpha \quad (30)$$

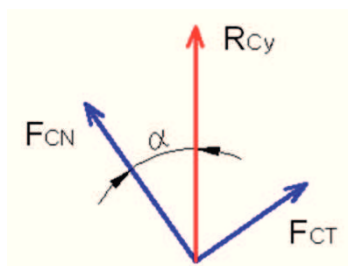
$$F_{BN} = -104,7 \cdot \cos 77,5 = -22,7 \text{ N}$$

Tečné síly:

$$F_{BT} = -F_{BT1} - F_{BT2} = -R_{Bx} \cdot \cos \alpha - R_{By} \cdot \sin \alpha = -104,7 \cdot \sin 77,5 \quad (31)$$

$$F_{BT} = -102,2 \text{ N}$$

b) Reakce C



Obr. 14 Rozložení reakce C

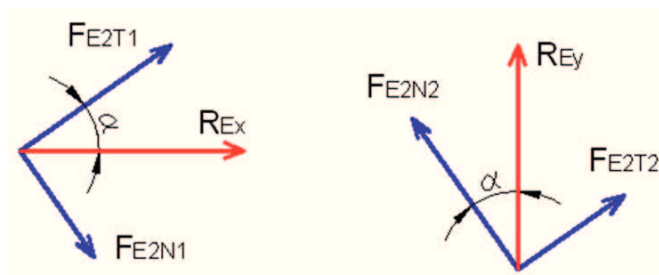
Normálové síly:

$$F_{CN} = R_{Cy} \cdot \cos \alpha = 299,5 \cdot \cos 77,5 = 64,8 \text{ N} \quad (32)$$

Tečné síly:

$$F_{CT} = R_{Cy} \cdot \sin \alpha = 299,5 \cdot \sin 77,5 = 292,4 \text{ N} \quad (33)$$

c) Reakce E



Obr. 15 Rozložení reakce E na ramenu 2

Normálové síly:

$$F_{E2N} = -F_{E2N1} + F_{E2N2} = -R_{Ex} \cdot \sin \alpha + R_{Ey} \cdot \cos \alpha \quad (34)$$

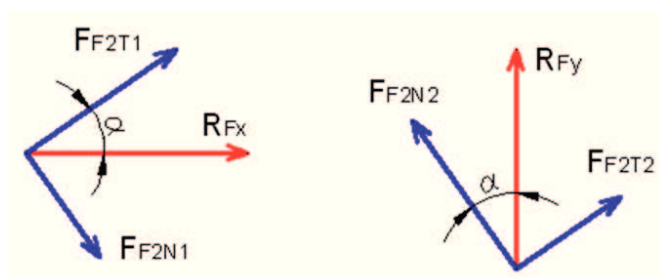
$$F_{E2N} = -(-3647) \cdot \sin 77,5 + (-1407,1) \cdot \cos 77,5 = 3256 \text{ N}$$

Tečné síly:

$$F_{E2T} = F_{E2T1} + F_{E2T2} = R_{Ex} \cdot \cos \alpha + R_{Ey} \cdot \sin \alpha \quad (35)$$

$$F_{E2T} = (-3647) \cdot \cos 77,5 + (-1407,1) \cdot \sin 77,5 = -2163,1 \text{ N}$$

d) Reakce F



Obr. 16 Rozložení reakce F na ramenu 2

Normálové síly:

$$F_{F2N} = -F_{F2N1} + F_{F2N2} = -R_{Fx} \cdot \sin \alpha + R_{Fy} \cdot \cos \alpha \quad (36)$$

$$F_{F2N} = -3647 \cdot \sin 77,5 + 1212,3 \cdot \cos 77,5 = -3298,2 \text{ N}$$

Tečné síly:

$$F_{F2T} = F_{F2T1} + F_{F2T2} = R_{Fx} \cdot \cos \alpha + R_{Fy} \cdot \sin \alpha \quad (37)$$

$$F_{F2T} = 3647 \cdot \cos 77,5 + 1212,3 \cdot \sin 77,5 = 1972,9 \text{ N}$$

Kontrola správnosti výpočtu:

$$\sum F_{2N} = F_{BN} + F_{CN} + F_{E2N} + F_{F2N} = -22,7 + 64,8 + 3256 - 3298,2 \quad (38)$$

$$\sum F_{2N} = 0 \text{ N}$$

$$\sum F_{2T} = F_{BT} + F_{CT} + F_{E2T} + F_{F2T} = -102,2 + 292,4 - 2163,1 + 1972,9 \quad (39)$$

$$\sum F_{2T} = 0 \text{ N}$$

Průběhy posouvajících tečných sil a ohybových momentů:

Pro lepší přehlednost obrázků posouvajících tečných sil a ohybových momentů je provedeno sklopení ramena do vodorovné polohy.

Průběh posouvajících tečných sil:

$$T_B = -F_{BT} = -102,2 \text{ N} \quad (40)$$

$$T_F = -F_{BT} + F_{F2T} = -102,2 + 1972,9 = 1870,7 \text{ N} \quad (41)$$

$$T_E = -F_{BT} + F_{F2T} - F_{E2T} = -102,2 + 1972,9 - 2163,1 = -292,4 \text{ N} \quad (42)$$

$$T_C = -F_{CT} = -292,4 \text{ N} \quad (43)$$

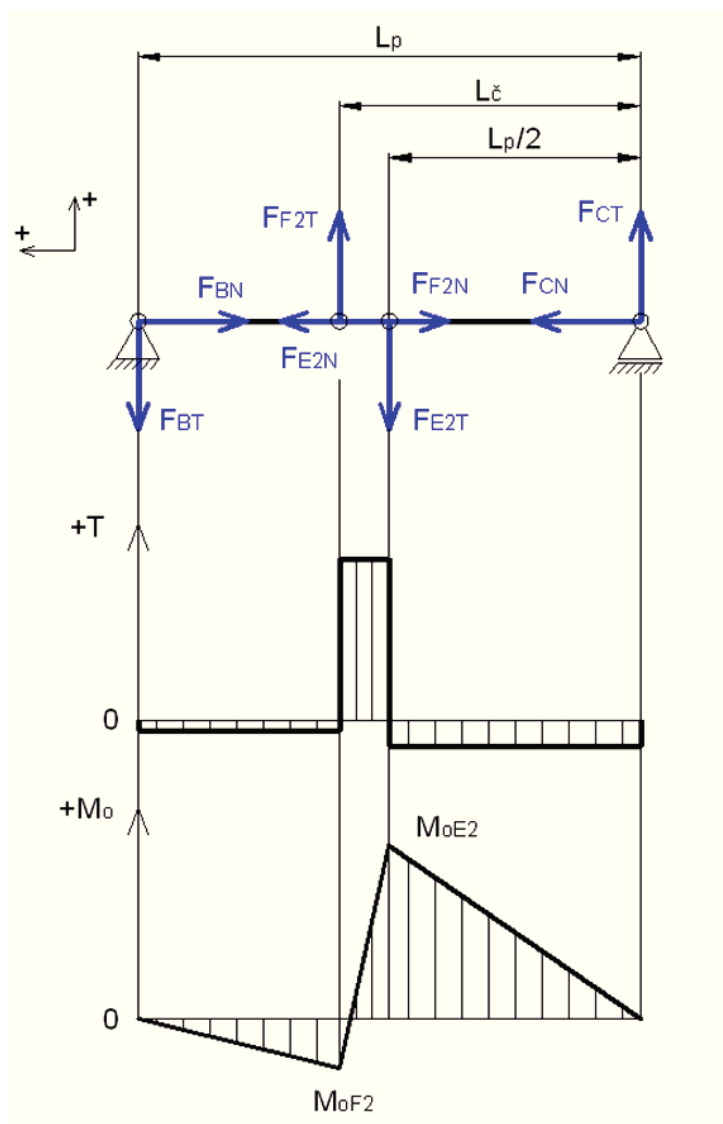
Průběh ohybových momentů:

$$M_{oF2} = -F_{BT} \cdot (L_p - L_{\check{c}}) = -102,2 \cdot (1100 - 660) = -44968 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (44)$$

$$M_{oE2} = -F_{BT} \cdot \frac{L_p}{2} + F_{F2T} \cdot \left(L_{\check{c}} - \frac{L_p}{2} \right) \quad (45)$$

$$M_{oE2} = -102,2 \cdot 550 + 1972,9 \cdot (660 - 550) = 160820$$

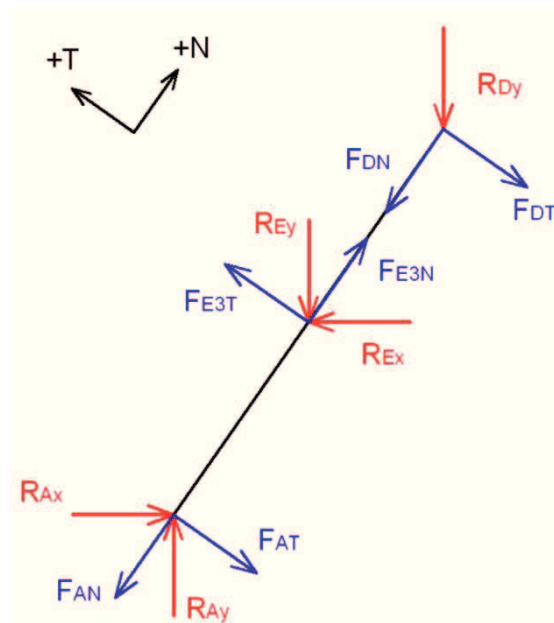
$$M_{oE2} = F_{CT} \cdot \frac{L_p}{2} = 292,4 \cdot 550 = 160820 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (46)$$



Obr. 17 Průběh posouvajících tečných sil a ohybových momentů v rameni 2

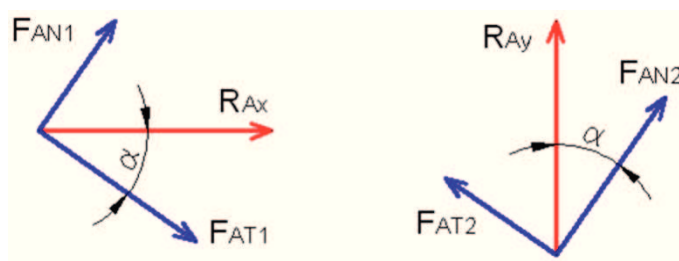
Sestavením průběhu posouvajících tečných sil a ohybových momentů je ověřena správnost výpočtu reakcí ve vazbách. Dále je průběh ohybových momentů použit pro zjištění největšího ohybového momentu pro následnou kontrolu ramene na ohyb.

4.4.2 Rameno – 3



Obr. 18 Přepočet sil v rameni 3

a) Reakce A



Obr. 19 Rozložení reakce A na ramenu 3

Normálové síly:

$$F_{AN} = F_{AN1} + F_{AN2} = R_{Ax} \cdot \sin \alpha + R_{Ay} \cdot \cos \alpha \quad (47)$$

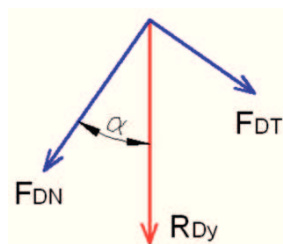
$$F_{AN} = (-3647) \cdot \sin 77,5 + (-1107,8) \cdot \cos 77,5 = -3800,3 \text{ N}$$

Tečné síly:

$$F_{AT} = -F_{AT1} + F_{AT2} = R_{Ax} \cdot \cos \alpha + R_{Ay} \cdot \sin \alpha \quad (48)$$

$$F_{AT} = -(-3647) \cdot \cos 77,5 + (-1107,8) \cdot \sin 77,5 = -292,2 \text{ N}$$

b) Reakce D



Obr. 20 Rozložení reakce D

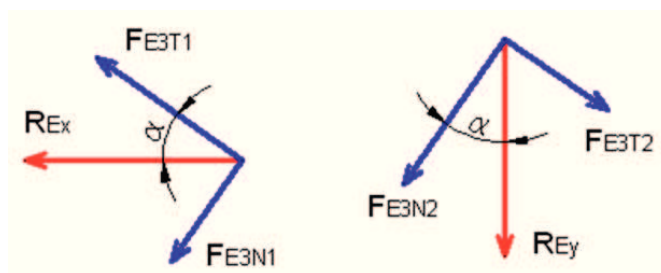
Normálové síly:

$$F_{DN} = -R_{Dy} \cdot \cos \alpha = -299,3 \cdot \cos 77,5 = -64,8 \text{ N} \quad (49)$$

Tečné síly:

$$F_{DT} = -R_{Dy} \cdot \sin \alpha = -299,3 \cdot \sin 77,5 = -292,2 \text{ N} \quad (50)$$

c) Reakce E



Obr. 21 Rozložení reakce E na ramenu 3

Normálové síly:

$$F_{E3N} = -F_{E3N1} - F_{E3N2} = -R_{Ex} \cdot \sin \alpha - R_{Ey} \cdot \cos \alpha \quad (51)$$

$$F_{E3N} = -(-3647) \cdot \sin 77,5 - (-1407,1) \cdot \cos 77,5 = 3865,1 \text{ N}$$

Tečné síly:

$$F_{E3T} = F_{E3T1} - F_{E3T2} = R_{Ex} \cdot \cos \alpha - R_{Ey} \cdot \sin \alpha \quad (52)$$

$$F_{E3T} = (-3647) \cdot \cos 77,5 - (-1407,1) \cdot \sin 77,5 = 584,4 \text{ N}$$

Kontrola správnosti výpočtu:

$$\sum F_{3N} = F_{AN} + F_{DN} + F_{E3N} = -3800,3 - 64,8 + 3865,1 \quad (53)$$

$$\sum F_{3N} = 0 \text{ N}$$

$$\sum F_{3T} = F_{AT} + F_{DT} + F_{E3T} = -292,2 - 292,2 + 584,4 \quad (54)$$

$$\sum F_{3T} = 0 \text{ N}$$

Průběhy posouvajících tečných sil a ohybových momentů:

Pro lepší přehlednost obrazců posouvajících tečných sil a ohybových momentů je opět provedeno sklopení ramena do vodorovné polohy.

Průběh posouvajících tečných sil:

$$T_A = -F_{AT} = -292,2 \text{ N} \quad (55)$$

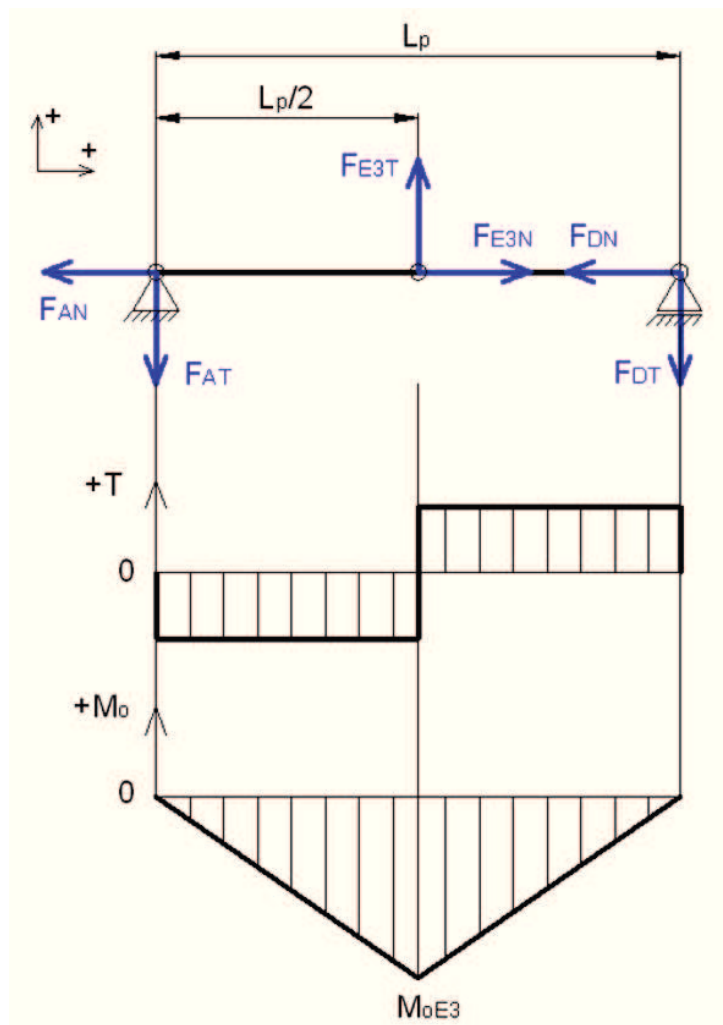
$$T_E = -F_{AT} + F_{E3T} = -292,2 + 584,4 = 292,2 \text{ N} \quad (56)$$

$$T_D = -F_{AT} + F_{E3T} - F_{AT} = -292,2 + 584,4 - 292,2 = 0 \text{ N} \quad (57)$$

Průběh ohybových momentů:

$$M_{oE3} = -F_{AT} \cdot \frac{L_p}{2} = -292,2 \cdot 550 = -160710 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (58)$$

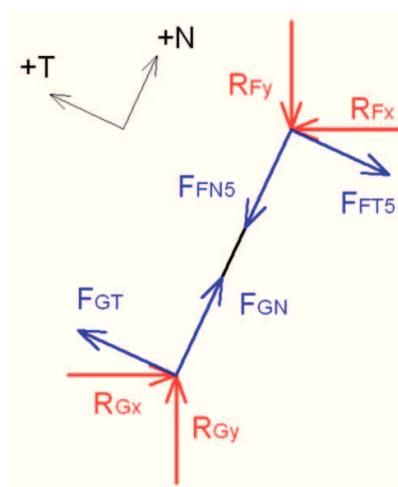
$$M_{oE3} = -F_{DT} \cdot \frac{L_p}{2} = -292,2 \cdot 550 = -160710 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (59)$$



Obr. 22 Průběh posouvajících tečných sil a ohybových momentů v rameni 3

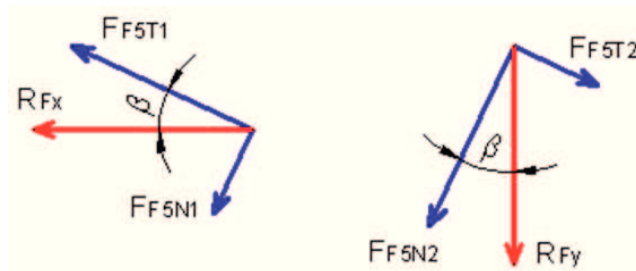
Sestavením průběhu posouvajících tečných sil a ohybových momentů je opět ověřena správnost výpočtu reakcí ve vazbách. Dále je průběh ohybových momentů použit pro zjištění největšího ohybového momentu pro následnou kontrolu ramene na ohyb.

4.4.3 Aktuátor – 5



Obr. 23 Přepočítání sil v aktuátoru

a) Reakce F



Obr. 24 Rozložení reakce F na ramenu 5

Normálové síly:

$$F_{F5N} = -F_{F5N1} - F_{F5N2} = -R_{Fx} \cdot \sin \beta - R_{Fy} \cdot \cos \beta \quad (60)$$

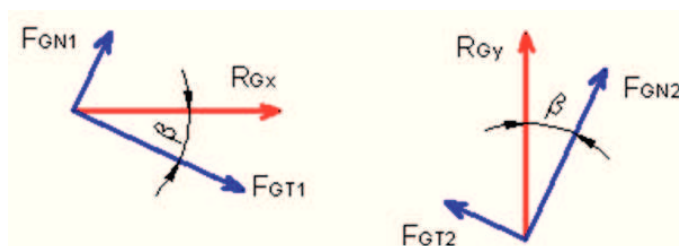
$$F_{F5N} = -3647 \cdot \sin 71,7 - 1212,3 \cdot \cos 71,7 = -3843,2 \text{ N}$$

Tečné síly:

$$F_{F5T} = F_{F5T1} - F_{F5T2} = R_{Fx} \cdot \cos \beta - R_{Fy} \cdot \sin \beta \quad (61)$$

$$F_{F5T} = 3647 \cdot \cos 71,7 - 1212,3 \cdot \sin 71,7 = -5,9 \text{ N}$$

b) Reakce G



Obr. 25 Rozložení reakce G na ramenu 5

Normálové síly:

$$F_{GN} = F_{GN1} + F_{GN2} = R_{Gx} \cdot \sin \beta + R_{Gy} \cdot \cos \beta \quad (62)$$

$$F_{GN} = 3647 \cdot \sin 71,7 + 1212,3 \cdot \cos 71,7 = 3843,2 \text{ N}$$

Tečné síly:

$$F_{GT} = -F_{GT1} + F_{GT2} = -R_{Gx} \cdot \cos \beta + R_{Gy} \cdot \sin \beta \quad (63)$$

$$F_{GT} = -3647 \cdot \cos 71,7 + 1212,3 \cdot \sin 71,7 = 5,9 \text{ N}$$

Tečné síly vyšly v kloubu F i kloubu G velmi malé, což je příznivé pro aktuátor, který bude namáhán pouze zanedbatelným přídavným ohybem. Tyto tečné síly mohly nabýt takto malých hodnot i z důvodu zaokrouhlování během předchozích výpočtů a ve skutečnosti mohou být nulové.

Kontrola správnosti výpočtu:

$$\sum F_{5N} = F_{F5N} + F_{GN} = -3843,2 + 3843,2 = 0 \text{ N} \quad (64)$$

$$\sum F_{5T} = F_{F5T} + F_{GT} = -5,9 + 5,9 = 0 \text{ N} \quad (65)$$

Jelikož je velikost tečných sil zanedbatelná, není dále rozkreslen průběh ohybových momentů a tečných sil. Pro určení síly zdvihu aktuátoru je použita síla F_{F5N} , vypočtená podle vztahu (60). Tečná síla je při volbě aktuátoru zohledněna i přes její zanedbatelnou velikost, a to tak, že zvolený aktuátor navíc umožňuje i zachycení bočního zatížení až do hodnoty 1000 N [9].

5 PEVNOSTNÍ KONTROLA DÍLŮ

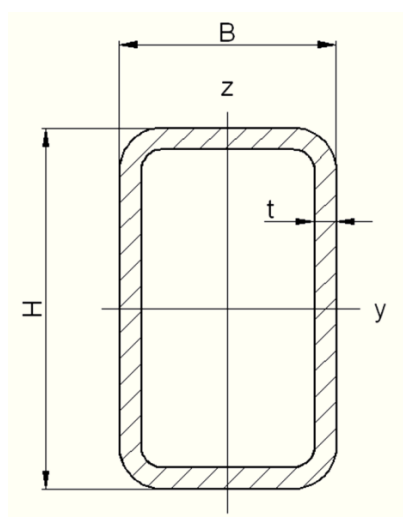
Pevnostní kontrola spodního a horního rámu je provedena pomocí MKP v software INVENTOR. U aktuátoru není provedena kontrola na vzpěr, protože se jedná o prvek dodávaný firmou LINAK [9] a předpokládá se tedy jeho funkčnost při uváděném zdvihu a nosnosti podle dat výrobce. Je provedena pouze volba aktuátoru podle síly zdvihu pro dané zatížení podle normálových sil, zatěžujících aktuátor. Veškeré dále uvedené výpočty, není-li uvedeno jinak, uvažují celkově horší variantu zatížení, a tedy zatížení v dolní poloze. Podle toho jsou použity i velikosti vstupních sil.

5.1 Kontrola ramen nůžek

Ramena nůžek jsou tvořena profily TR OBD 50 x 30 x 4 dle EN 10219 z oceli S235JRH [10]. Rozměry jsou uvedeny v tab. 4 a označení parametrů je patrné z obr. 26. Ramena nůžek jsou namáhána na tlak, respektive vzpěr, a na ohyb.

Tab. 4 Rozměry profilu ramene

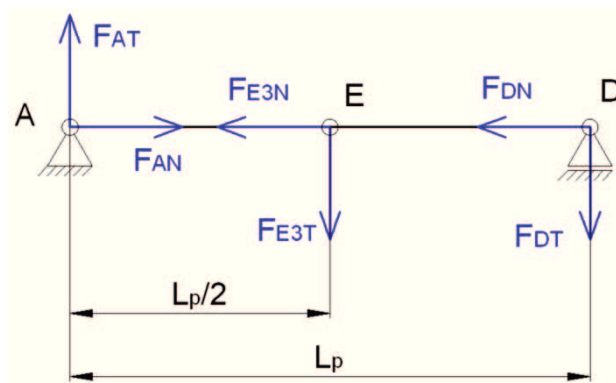
parametr	značka	rozměr	jednotky
výška	H	50	mm
šířka	B	30	mm
tloušťka stěny	t	4	mm
plocha průřezu	$S_2 = S_3$	535	mm ²
kvadratický moment průřezu	I_y	152500	mm ⁴
	I_z	67100	



Obr. 26 Průřez profilu ramene 2

5.1.1 Kontrola ramen na vzpěr

Obě ramena mají stejný průřez, a proto je při kontrole na vzpěr rozhodující velikost normálové síly v rameni a délka prutu mezi vazbami. Největší normálová síla působí na rameno 3, a to $F_{E3N} = 3865,1 \text{ N}$. Je zde zároveň největší vzdálenost mezi vazbami. Kontrola na vzpěr [3] bude tedy provedena pouze pro rameno 3, kde bude namáhání nejhorší. Koeficient uložení prutu je $n_u = 1$, dle [3].



Obr. 27 Namáhání ramena 3 na vzpěr

Poloměr setrvačnosti:

$$i_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{S_3}} = \sqrt{\frac{I_z}{S_3}} = \sqrt{\frac{67100}{535}} = 11,20 \text{ mm} \quad (66)$$

Štíhlost ramene:

$$\lambda = \frac{\frac{l_p}{2}}{i_{min}} = \frac{550}{11,20} = 49 \quad (67)$$

Mezní štíhlost:

$$\lambda_{mez} = n_u \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{R_e}} = 1 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{235}} = 94 \quad (68)$$

Podmínka:

$$\lambda < \lambda_m \quad (69)$$

Je nutné použít Tetmajerův vztah pro určení kritického napětí.

$$\sigma_{KR} = a_k - b_k \cdot \lambda = 320 - 1,2 \cdot 49 = 261 \text{ MPa} \quad (70)$$

a_k, b_k - materiálové konstanty [3]

Napětí v ramenu:

$$\sigma_d = \frac{F_{EN3}}{S_3} = \frac{3865,1}{535} = 7,2 \text{ MPa} \quad (71)$$

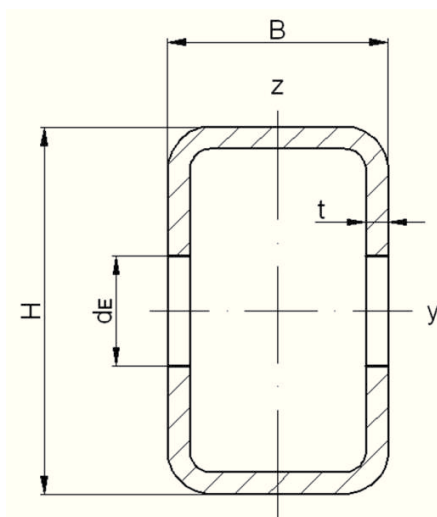
Statická bezpečnost:

$$k_s = \frac{\sigma_{KR}}{\sigma_d} = \frac{261}{7,2} = 36,2 \quad (72)$$

Navržené rameno namáhání na vzpěr vydrží s dostatečnou bezpečností (72).

5.1.2 Kontrola ramen na ohyb

Na základě průběhu ohybových momentů podle obr. 17 je stanoven maximální ohybový moment v rameni 2 $M_{omax} = M_{oE2} = 160820 \text{ N} \cdot \text{mm}$. Dále pak, podle obr. 22, je stanoven ohybový moment $M_{oE3} = 160710 \text{ N} \cdot \text{mm}$. Tento ohybový moment je menší než M_{oE2} . Jelikož jsou průřezy obou ramen v daném místě stejné, je provedena kontrola na ohyb jen u ramene 2. V místě momentu M_{oE2} je průřez zároveň oslaben dírou pro čep podle obr. 28.



Obr. 28 Nebezpečný průřez ramena 2 (namáhání ohybem)

$$I_{ydE} = \frac{t \cdot d_E^3}{12} = \frac{4 \cdot 22^3}{12} = 3549,3 \text{ mm}^4 \quad (73)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \frac{R_e}{k_s} = \sigma_{Dov} \quad (74)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{oE2}}{I_y - 2 \cdot I_{ydE}} = \frac{160820}{\frac{152500 - 2 \cdot 3549,3}{25}} = 28 \text{ MPa} \quad (75)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{o2}} = \frac{235}{28} = 8,4 \quad (76)$$

Bezpečnost pro namáhání profilu na ohyb je vyhovující, s dostatečnou rezervou (76).

5.2 Návrh pojezdové kladky

Jedná se o vodící kladky do kolejnic FPO 40x16/12-10K (vazba C a D), vyráběné firmou BLICKLE, a.s [8]. Je tvořena kuličkovým ložiskem 6201 2RS s nastříknutým polyamidovým běhounem. Parametry jsou uvedeny v tab. 5.

Volba je provedena na základě velikosti reakce ve vazbě C při horní poloze, kdy je reakce největší, a to $R_C = 547,7 \text{ N}$.

Tab. 5 Parametry pojezdové kladky

parametr	rozměr	jednotka
nosnost	80	kg
Ø kola	40	mm
Ø otvoru pro osu	12	mm
šířka kola	16	mm
upínací délka	10	mm
ložisko	6201 2RS	-
tvrdost běhounu	70° Shore D	-

5.3 Kontrola čepů

Čepy jsou namáhány na otláčení a na ohyb, namáhání na smyk je ve srovnání s ohybem v tomto případě zanedbatelné. Názvy jsou čepům přiřazeny podle vazby, kterou vytvářejí.

5.3.1 Kontrola čepů na ohyb

a) Čep E

Jedná se o čep, spojující ramena 2 a 3 uprostřed jejich délky, na schématu vazba E. Čep je vyroben z oceli 11 500, jehož $R_e = 245 \text{ MPa}$ podle [1]. Průměr čepu E je $d_E = 22 \text{ mm}$.

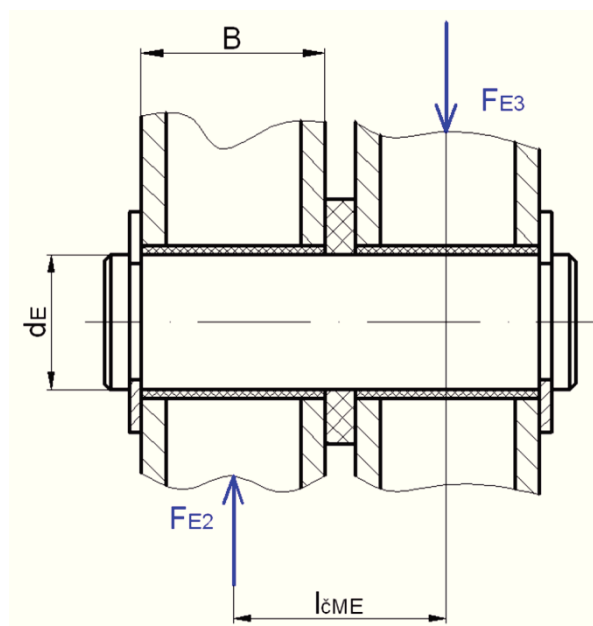
$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{oE\check{c}}}{\frac{\pi \cdot d_E^3}{32}} \leq \frac{R_e}{k_s} = \sigma_{Dov} \quad (77)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{oE\check{c}}}{\frac{\pi \cdot d_E^3}{32}} = \frac{\sqrt{F_{E2T}^2 + F_{E2N}^2} \cdot l_{\check{c}ME}}{\frac{\pi \cdot d_E^3}{32}} = \frac{\sqrt{(-2163,1)^2 + 3256^2} \cdot 35}{\frac{\pi \cdot 22^3}{32}} \quad (78)$$

$$\sigma_o = 131 \text{ MPa}$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{245}{130} = 1,87 \quad (79)$$

Průměr čepu je vzhledem k vypočtené bezpečnosti (79) vyhovující.



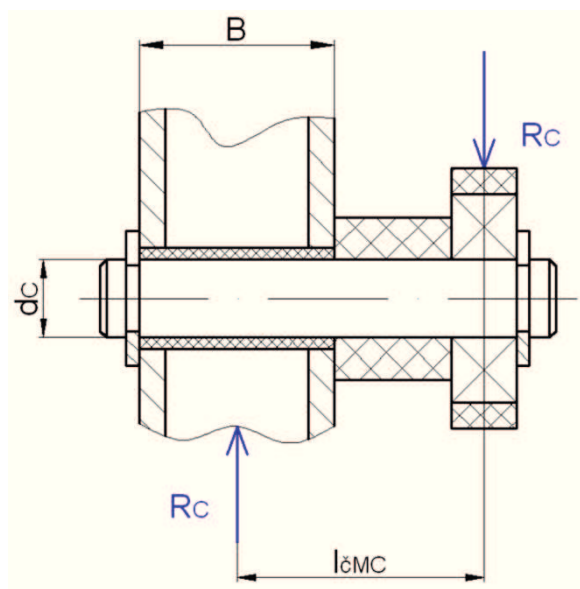
Obr. 29 Namáhání čepu E ohybem

b) Čep A

Jedná se o čep, spojující rameno 2 se spodním rámem, na schématu vazba A. Tento čep je rozměrově shodný jako čep E, a jeho uložení je rozměrově totožné. Celková síla působící na čep A ($F_A = 3811 \text{ N}$) je menší než síla působící na čep E ($F_E = 3909 \text{ N}$). Čep A proto namáhání v tomto místě vydrží a není dále potřeba provádět jeho kontrolu.

c) Čep C

Jedná se o čep, spojující rameno 2 s pojezdovou kladkou. Velikost pojezdové kladky je zvolena na základě rozměrů vodící kolejnice z U profilu a velikosti zatížení. Průměr čepu C je dán velikostí ložiska v kladce, a proto je proveden kontrolní výpočet. Průměr čepu je $d_C = 12 \text{ mm}$. Čep je vyroben z oceli 11 500, jehož $R_e = 245 \text{ MPa}$ podle [1]. Jelikož je velikost reakce v tomto místě větší při horní poloze pracovní plochy, jsou pro výpočet použity reakce, vypočtené při této poloze.



Obr. 30 Namáhání čepu C ohybem

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Dov} \quad (80)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{ocč}}{\frac{\pi \cdot d_c^3}{32}} = \frac{R_c \cdot l_{čMC}}{\frac{\pi \cdot d_c^3}{32}} = \frac{547,7 \cdot 38}{\frac{\pi \cdot 12^3}{32}} = 123 \text{ MPa} \quad (81)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{245}{123} = 2 \quad (82)$$

Zvolený průměr vzhledem k vypočtené bezpečnosti (82) vyhovuje.

d) Čep D

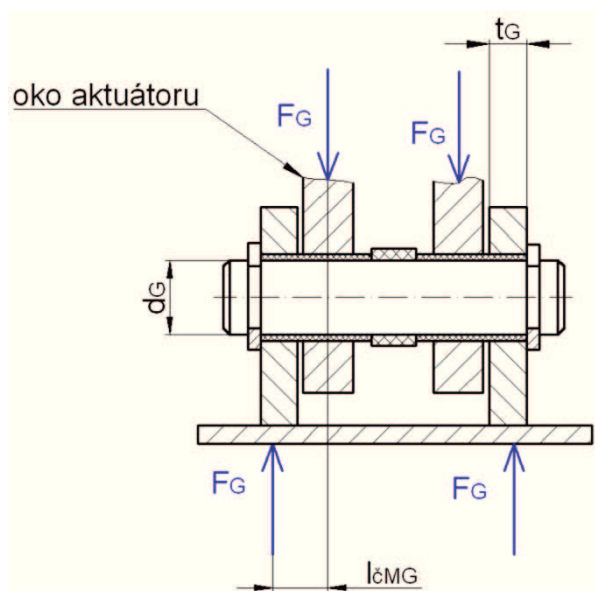
Jedná se o čep, spojující rameno 3 s pojezdovou kladkou v horním rámu. Reakce ve vazbě D je srovnatelná s reakcí ve vazbě C. Vzhledem ke konstrukci tohoto čepu je zde i menší ohybový moment, namáhající tento čep. Protože je zde použit čep stejného průměru jako čep C ($d_D = d_C = 12 \text{ mm}$), který pevnostně vyhovuje, pevnostní kontrolu čepu D proto není potřeba provádět.

e) Čep B

Průměr čepu B je zvolen shodně s čepem C ($d_B = d_C = 12 \text{ mm}$). Reakce v této vazbě je dle tab. 3 menší než ve vazbě C a D a vzhledem ke konstrukci uložení tohoto čepu je zde i menší ohybový moment, kterým je čep namáhán. Kontrola tohoto čepu proto není z důvodu výše popsanych skutečností nutná, nejedná se o nebezpečné místo.

f) Čep G a F

Jedná se o čepy aktuátoru. Jejich rozměry jsou omezeny výrobními rozměry ok aktuátoru. Vzhledem k malému průměru a velké působící síle je zvolen materiál čepů 13 141.6, jehož mez kluzu je $R_e = 450 \text{ MPa}$ [1]. Čep F je stejný jako čep G, a proto je provedena kontrola pouze čepu G. Průměr čepů je dán $d_G = d_F = 10 \text{ mm}$. Vypočtené hodnoty platí pro oba čepy.



Obr. 31 Namáhání čepu G ohybem

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{oGč}}{\frac{\pi \cdot d_G^3}{32}} \leq \frac{R_e}{k_s} = \sigma_{Dov} \quad (83)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{oGč}}{\frac{\pi \cdot d_G^3}{32}} = \frac{\sqrt{F_{G2T}^2 + F_{GN}^2} \cdot l_{MG}}{\frac{\pi \cdot d_G^3}{32}} = \frac{\sqrt{(-5,9)^2 + 3843,2^2} \cdot 7,5}{\frac{\pi \cdot 10^3}{32}} \quad (84)$$

$$\sigma_o = 294 \text{ MPa}$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{450}{294} = 1,53 \quad (85)$$

Bezpečnost v tomto místě je dostatečující a čepy namáhání na ohyb vydrží.

5.3.2 Kontrola čepů na otlačení

Vzhledem ke stejné velikosti ploch namáhaných tlakem v uložení čepu A a E je provedena kontrola pouze u více namáhaného z dvojice čepů. Totéž platí u čepů B, C a D, stejně pak u čepů F a G.

Pro uložení čepů v profilech konstrukce stolu jsou použita kluzná ložiska z materiálu iglidur W300 [4]. Kontrola je tedy provedena v závislosti na rozměrech ložiska, pro které je zvolen dovolený tlak $p_{Dov} = 60 \text{ MPa}$ podle [4].

a) Čep E

Je provedena kontrola pro dolní polohu, kdy jsou síly působící na čep E největší. Rozměry jsou patrné z obr. 29.

$$p_E = \frac{F_E}{S_E} \leq p_{Dov} \quad (86)$$

$$p_E = \frac{F_E}{S_E} = \frac{\sqrt{F_{E2T}^2 + F_{E2N}^2}}{B \cdot d_E} = \frac{\sqrt{(-2163,1)^2 + 3256^2}}{30 \cdot 22} = 6 \text{ MPa} \quad (87)$$

$$p_E \leq p_{Dov} \quad (88)$$

Podmínka kontroly na otlačení (88) je splněna. Ložiska na čepch A i E vyhovují.

b) Čep C

Je provedena kontrola pro horní polohu, kdy jsou síly působící na čep C největší. Rozměry jsou patrné z obr. 30.

$$p = \frac{R_C}{S_C} \leq p_{Dov} \quad (89)$$

$$p = \frac{R_C}{S_C} = \frac{R_C}{B \cdot d_C} = \frac{547,7}{30 \cdot 12} = 1,5 \text{ MPa} \quad (90)$$

$$p \leq p_{Dov} \quad (91)$$

Podmínka kontroly na otlačení (91) je splněna. Ložiska na čepch C i D vyhovují.

c) Čep G

Je opět provedena kontrola pro dolní polohu. Vzhledem k velikostem tlaků v čepích E a C u předchozích výpočtů, je zde kontrolována na otláčení plocha mezi ložiskem a patkou o tloušťce $t_G = 6 \text{ mm}$ dle obr. 31. Kontrola je provedena v tomto místě z důvodů ověření, zda není potřeba změnit rozměr délky čepu v závislosti na zvětšení rozměru patky. Změna těchto rozměrů by mohla vést ke zvýšení ohybového momentu v čepu G, který vyvolává velké ohybové napětí. Rozměry jsou patrné z obr. 31. Vnější průměr ložiska je $D_G = 12 \text{ mm}$ podle [4].

$$p = \frac{F_G}{S_G} \leq p_{Dov} \quad (92)$$

$$p = \frac{F_G}{S_G} = \frac{\sqrt{F_{GN}^2 + F_{GT}^2}}{t_G \cdot D_G} = \frac{\sqrt{3843,2^2 + 5,9^2}}{6 \cdot 12} = 53 \text{ MPa} \quad (93)$$

$$p \leq p_{Dov} \quad (94)$$

Podmínka kontroly na otláčení (94) je splněna, není potřeba měnit rozměry čepu ani patky. Ložiska na čepích F i G vyhovují.

Vzhledem ke skutečnosti, že nejmenší plocha namáhaná na otláčení velkou zatěžovací silou je mezi patkou a ložiskem G, není provedena kontrola na otláčení mezi vnějším průměrem ložiska a otvorem v rameni u ostatních vazeb. Ložiska v těchto vazbách namáhání na otláčení vydrží.

5.4 Kontrola kotevních patek

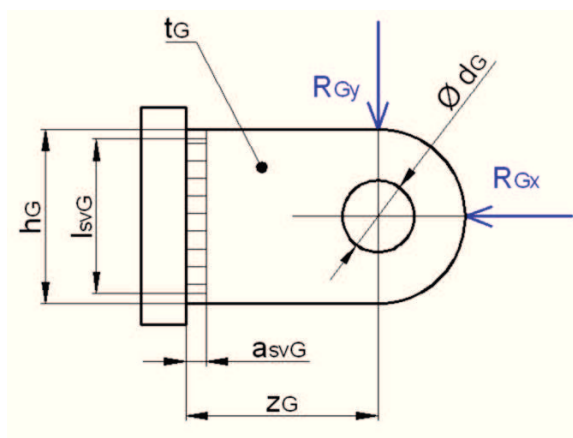
Je provedena kontrola svarů, kterými jsou patky přivařeny k rámcům, a dále kontrola rozměrů patek.

5.4.1 Kontrola svarů kotevních patek

Jsou zde použity jednostranné koutové svary. Svary jsou namáhány kombinovaně, a proto je provedena kontrola redukovaného napětí ve svarech.

a) Svar patky aktuátoru (vazba G)

Mez kluzu svarového kovu (elektroda OK 46.00) je $R_{eL} = 400 \text{ MPa}$ [1], základní materiál má hodnotu $R_e = 186 \text{ MPa}$ [1].



Obr. 32 Namáhání svaru patky vazby G

Namáhání tlakem:

$$\tau_{\perp Gx} = \frac{R_{Gx}}{S_{svG}} = \frac{R_{Gx}}{a_{svG} \cdot l_{svG}} = \frac{3647}{4 \cdot 30} = 30 \text{ MPa} \quad (95)$$

Namáhání smykem:

$$\tau_{\parallel Gy} = \frac{R_{Gy}}{S_{svG}} = \frac{R_{Gy}}{a_{svG} \cdot l_{svG}} = \frac{1212,3}{4 \cdot 30} = 10 \text{ MPa} \quad (96)$$

Namáhání ohybem:

$$\tau_{\perp Gy} = \frac{M_{oGy}}{W_{osvGy}} = \frac{R_{Gy} \cdot z_G}{\frac{a_{svG} \cdot l_{svG}^2}{6}} = \frac{1212,3 \cdot 35}{\frac{4 \cdot 30^2}{6}} = 71 \text{ MPa} \quad (97)$$

Redukované napětí ve svaru:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp Gx} + \tau_{\perp Gy}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel Gy}}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{30 + 71}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{10}{0,65}\right)^2} \quad (98)$$

$$\sigma_{red} = 136 \text{ MPa} \quad (99)$$

$$k_s = \frac{\beta \cdot R_{eL}}{\sigma_{red}} = \frac{(1,3 - 0,03 \cdot t_{svG}) \cdot 400}{\sigma_{red}} = \frac{(1,3 - 0,03 \cdot 5,7) \cdot 400}{136} = 3,32 \quad (100)$$

β - součinitel tloušťky koutového svaru podle [2], koeficienty k_3 a k_4 voleny podle [1].
Navržený svar vzhledem k vypočtené bezpečnosti (100) dané namáhání vydrží.

b) Svar patky ramena 3 (vazba B)

Výpočet tohoto svaru je uveden v příloze B.

5.4.2 Kontrola rozměrů kotevních patek

Mez kluzu materiálu patky má hodnotu $R_e = 186 \text{ MPa}$ [1].

a) Patka aktuátoru (vazba G)

Kontrola patky na smyk je provedena v místě otvoru pro čep.

$$\tau_G = \frac{R_{Gy}}{S_{pG}} = \frac{R_{Gy}}{(h_G - d_G) \cdot t_G} = \frac{1212,3}{(30 - 10,2) \cdot 6} = 10 \text{ MPa} \quad (101)$$

Namáhání smykem je oproti ohybu zanedbatelné, a proto je provedena kontrola na ohyb a tlak.

$$\sigma_{oG} = \frac{M_{opG}}{W_{opG}} = \frac{R_{Gy} \cdot z_G}{\frac{t_G \cdot h_G^2}{6}} = \frac{1212,3 \cdot 35}{\frac{6 \cdot 30^2}{6}} = 47 \text{ MPa} \quad (102)$$

$$\sigma_{dG} = \frac{R_{Gx}}{S_{pG}} = \frac{R_{Gx}}{h_G \cdot t_G} = \frac{3647}{30 \cdot 6} = 20 \text{ MPa} \quad (103)$$

Výsledné redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_{oG} + \sigma_{dG})^2 + 4 \cdot \tau_G^2} = \sqrt{(47 + 20)^2 + 4 \cdot 10^2} = 70 \text{ MPa} \quad (104)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{186}{70} = 2,66 \quad (105)$$

Navržené rozměry patky G pevnostně vyhovují (105).

b) Patka ramene 3 (vazba B)

Kontrola patky byla orientačně provedena, ale ohybové napětí je zde vzhledem k malým silám daleko menší, než u patky aktuátoru (vazba G) a nejedná se tedy o nebezpečné místo. Proto není výpočet uveden a patka pevnostně vyhovuje.

5.5 Návrh aktuátoru

Protože úloha je řešena jako rovinná symetrická, a vypočtené síly ve vazbách aktuátoru jsou tedy poloviční, je nutné normálovou sílu působící na aktuátor přepočítat.

$$F_{FNcelk} = F_{GNcelk} = 2 \cdot F_{FN5} = 2 \cdot F_{GN5} = 2 \cdot 3843,2 = 7686,4 \text{ N} \quad (106)$$

Touto silou je aktuátor namáhán na tlak. Je zvolen aktuátor LINAK LA43 [9] s nosností 8000 N, jehož základní parametry jsou uvedeny v tab. 6.

Tab. 6 Základní parametry aktuátoru

Maximální síla v tlaku	8000 N
Rychlost při minimální/maximální zátěži	5,5/4,4 ms ⁻¹
Délka zdvihu	230 mm
Rozsah zdvihu	405-635 mm
Bezpečnostní faktor	> 1,5
Maximální boční zatížení	1000 N

5.6 Kontrola rámů

Kontrola rámů je provedena pomocí MKP v software INVENTOR a je uvedena v příloze A.

6 ZÁVĚR

Zařízení je navrženo ve snaze docílit co nejlepších možností a jednoduchosti jeho údržby a zachovat tak čistotu pracoviště náročného na hygienu. Toho bylo docíleno i snahou zvolit co nejvhodnější materiály.

Pracovní plocha je vyrobena z PP, který je určen pro zdravotnické aplikace a je zdravotně nezávadný. Pro zvýšení jeho trvanlivosti je proti přímému působení nečistot a desinfekčních a čisticích prostředků, jeho vrchní, a tedy pracovní část, potažena nerezovým plechem s oceli třídy 17, která se ve zdravotnictví také velmi hojně používá. Dalším použitým materiálem je hliník EN AW 6082, ze kterého je vyroben horní rám. Ten sice není v přímém kontaktu s pacientem, i tak je ale tento materiál vhodný například pro potravinářské účely a je tedy zdravotně nezávadný. Tyto hliníkové profily jsou povrchově upraveny eloxací, která zvýší jeho korozní odolnost a díky možnému širokému rozsahu barevného provedení i estetický dojem. Ostatní díly konstrukce jsou vyrobeny z běžné konstrukční oceli a povrchově upraveny práškovým lakováním (komaxit).

Použitím nůžkového mechanismu bylo dosaženo zhruba dvojnásobného požadovaného rozsahu zdvihu pracovní plochy v porovnání se zadanou hodnotou, která činila 300 mm.

Na základě silového rozboru je provedena pevnostní kontrola vybraných částí, a je ověřena požadovaná nosnost stolu 60 kg. Z provedených výpočtů vyplývá, že navržená konstrukce stolu zadanému zatížení vyhovuje.

Volbou nožního ovladače je zajištěno jednoduché a uživatelsky přívětivé ovládání zdvihu pracovní plochy.

Přílohou této práce je vypracovaná výkresová dokumentace.

Závěrem je možno říct, že cíle, kladené na tuto práci, jsou splněny.

7 POUŽITÁ LITERATURA

- [1] LEINVEBER, J., VÁVRA P.: *Strojnické tabulky*. 3. doplněné vydání. Albra, Úvaly, 2006. ISBN 80-7361-033-7
- [2] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře – Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava, 2007. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8
- [3] HALAMA, R., ADÁMKOVÁ L., FOJTÍK F., FRYDRÝŠEK K., ŠOFER M., ROJÍČEK J. FUSEK M.: *Pružnost a pevnost* [online]. Ostrava, 2011.
<http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/pruznost_a_pevnost.pdf>
- [4] *Iglidur – Kluzná pouzdra pro vaše aplikace* [online]. c2010, [cit. 2014-02-04]
<http://www.igus.cz/contentData/Product_Files/Download/pdf/1_CZ_iglidur_001-145-screen.pdf>
- [5] *Ovladače* [online]. c2014, [cit. 2014-02-10]
<<http://www.linak.cz/products/controls.aspx?product=FS2>>
- [6] *Základní vyšetřovací stoly* [online]. c2011, [cit. 2014-01-17]
<http://www.veterinarnitechnika.cz/cz/sortiments/read/45/katalog_vysetrovacich_stolu>
- [7] *Veterinární stoly* [online]. c2014, [cit. 2014-01-17]
<<http://www.btl-vet.cz/produkty/veterinarni-stoly/>>
- [8] *Konfigurator výrobků kol a kladek Blickle* [online]. [cit. 2014-01-28]
<<http://www.blickle.cz/cz/konfigurator-kolecek-a-kladek/>>
- [9] *Lineární aktuátory* [online]. c2014, [cit. 2014-02-10]
<<http://www.linak.cz/products/linear-actuators.aspx?sbaid=3&product=LA43>>
- [10] *Ferona - Sortimentní katalog* [online]. c2014, [cit. 2014-01-26]
<<http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=38768>>
- [11] *Loctite Hysol – Řešení pro konstrukční lepení* [online]. c2007 [cit. 2014-03-13]
<http://www.loctite.cz/czc/content_data/95032_neten_pro_konstrukt_n_lepen_katalog.pdf>
- [12] *Hliníkové L nerovnoramenné profily* [online]. c2014 [cit. 2014-01-26]
<<http://www.alfun.cz/sortiment/hlinik/tyce-a-profily/l-nerovnoramenne-profil>>
- [13] *Simona - Katalog polotovarů* [online]. c2012, [cit. 2014-03-13]
<http://www.simona.de/static/sites/default/de/assets/Informationsmaterial/tschechisch/kataloge/Halbzeuge_tsch.pdf>
- [14] *Hliníkové profily a tyče* [online]. c2014 [cit. 2014-03-26]
<<http://www.alfun.cz/sortiment/hlinik/tyce-a-profil>>

8 SEZNAM PŘÍLOH

Kontrola rámu pomocí MKP
Kontrola svaru patky B

Příloha A
Příloha B

Výkresové dokumentace:

Veterinární polohovatelný stůl
Ramena s patkou
Horní patka aktuátoru
Veterinární polohovatelný stůl

KSS01-BAK-2014-1
BP-2014-SV3
BP-2014-V18
KSS01-BAK-2014-K

Zvláštní příloha:

Datový nosič CD-ROM

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucí bakalářské práce Ing. Mileně Hrudíčkové, Ph.D za odborné vedení a konzultační činnost při zpracování bakalářské práce.